

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11)特許番号

第2716435号

(45)発行日 平成10年(1998) 2月18日

(24)登録日 平成9年(1997)11月7日

(51)Int.Cl.⁸
B 6 0 T
8/58
8/24

識別記号 広内整理番号

F I
B 6 0 T 8/58
8/24

技術表示箇所

A

発明の概要 (全 8 頁)

(21)出願番号 特願昭62-43259
(22)出願日 昭和62年(1987) 2月27日
(65)公開番号 特開昭62-253559
(43)公開日 昭和62年(1987)11月5日
(31)優先権主張番号 P 3 6 0 6 7 9 7. 0
(32)優先日 1986年3月1日
(33)優先権主張国 ドイツ (D E)

(73)特許権者 99999999
ローベルト・ボツシユ・ゲゼルシャフト
ト・ミット・ベシュレンクテル・ハフツ
ング
ドイツ連邦共和国シユツツトガルト
(番地なし)
(72)発明者 コンラット・エッカート
ドイツ連邦共和国シユツツトガルト30・
ギュンツエル ブルクヴェーク 29
(74)代理人 弁理士 矢野 敏雄 (外1名)
審査官 山下 喜代治
(56)参考文献 実開 昭57-17858 (J P, U)
特公 昭57-6064 (J P, B 2)

(54)【発明の名称】 路面車両の車両速度制御装置

(57)【特許請求の範囲】

1. 路面車両のカーブ走行時に車両速度を制御するための、路面車両の車両速度制御装置において、車両に固定されており、横方向力 (SV, SH) を検出し、横方向力信号を導出するための検出手段 (1d, 1e) と、前記横方向力信号を受信し、時間についての横方向力の変化 (ΔSV , ΔSH) を検出し、横方向力変化信号を導出するための手段と、車両の横滑り角 (δV , δH) を、カーブ走行時の車両の走行特性として検出し、横滑り角信号を導入するための手段 (1a, 1b, 1c) と、前記横滑り角検出手段 (1a, 1b, 1c) と接続されており、当該横滑り角の変化を検出し、横滑り角変化信号を導入するための手段と、前記横方向力変化信号を導出するための手段および横滑

り角変化信号を導出するための手段と接続されており、少なくとも 1 つの前輪および後輪に対する前記横方向力変化信号と横滑り角変化信号とをそれぞれ受信し、横方向力変化信号と横滑り角変化信号とのそれぞれの商 ($\Delta SV / \Delta \delta V$; $\Delta SH / \Delta \delta H$) を表す商信号を形成するための商導出手段 (7) と、前記商導出手段 (7) と接続されており、前記商信号を受信し、当該商信号を所定の限界値 (K) と比較し、比較出力信号を形成するための比較手段 (8) と、前記比較手段 (8) から供給された比較出力信号が、前記商が前記所定の限界値を越えることを指示するとき、当該比較出力信号に応答して車両速度を制御するための手段 (12, 2, 4) と、有することを特徴とする、路面車両の車両速度制御装置。

2. 前記車両速度を制御するための手段 (12、2) は、車両をブレーキングするための手段 (2:ABS) を有する、特許請求の範囲第1項記載の装置。

3. 前記車両速度を制御するための手段 (12、4) は、機関の出力トルクを低減するための機関制御手段 (4) を有する、特許請求の範囲第1項記載の装置。

4. 前記車両速度を制御するための手段 (12、2、4) は、車両をブレーキングするための手段 (2:ABS) と機関の出力トルクを低減するための機関制御手段 (4) を有する、特許請求の範囲第1項記載の装置。

5. 前記所定の限界値 (K) は可変である、特許請求の範囲第1項記載の装置。

6. 前記所定の限界値は車両の走行特性に依存する値を含む、特許請求の範囲第5項記載の装置。

7. 前記車両速度を制御するための手段 (12、4) は、機関の出力トルクを低減するための機関制御手段 (4) を、車両速度を制御するための手段として有する、特許請求の範囲第3項記載の装置。

8. 前記商導出手段 (7) は、横方向力信号と横滑り角信号のそれぞれの商信号を車両の前車軸および後車軸の両方について導出し、前記ブレーキング手段はそれぞれ前車軸と後車軸の車輪を、それぞれの車軸に対して検出された商が前記所定の限界値 (K) を越える程度の関数として制動する、特許請求の範囲第2項記載の装置。

9. 前記ブレーキング手段は、前記商が限界値 (K) を越えない車軸の車輪でのみ制動を行う、特許請求の範囲第8項記載の装置。

10. 前記ブレーキング手段は前車軸と後車軸の両方の車輪を制動し、前記商が限界値を越える車軸の車輪における制動は、商が限界値を越えない車軸の車輪における制動よりも弱く行う、特許請求の範囲第8項記載の装置。

11. 前記ブレーキング手段による制動程度は、前記商が限界値を越える程度に依存し、前記限界値を比較的に大きく上回る車軸の車輪においては弱く制動され、前記限界値を比較的にわずかに上回る車軸の車輪においては強く制動される、特許請求の範囲第10項記載の装置。

12. 前記車両速度を制御するための手段 (12、2、4) はアンチスキッド制御装置 (ABS, 2) を含む、特許請求の範囲第1項記載の装置。

13. 前車軸および後車軸の軸負荷を検出し、軸負荷信号を供給するための手段 (1f, 1g) が設けられており、前記横方向力検出手段は、横方向加速度 (b_V, b_H) を前車軸および後車軸で検出し、横方向加速度信号を導出するための手段 (1d, 1e) を有し、計算手段 (6, 7) が設けられており、該計算手段には、前記軸負荷検出手段からの軸負荷信号と、前記横方向加速度信号導出手段からの横方向加速度信号が供給さ

れ、

前記計算手段は、前記軸負荷信号と横方向加速度信号に基づいて横方向力 (S_x, S_y) を計算する、特許請求の範囲第1項記載の装置。

14. 操舵輪の方向旋回角 (β) を測定するための手段 (1a) と、車両の垂直軸を中心とした回転角 (α) を検出するための手段 (1c) と、車両追従ベクトル (α_B) を検出するための手段とが設けられており、各測定および検出手段はそれぞれ出力信号を発生し、

前記横滑り角検出手段は計算手段 (6, 7) を有し、該計算手段は前記方向旋回角測定手段と回転角検出手段とに接続されており、横滑り角 ($\delta V, \delta H$) を前記方向旋回角測定手段と回転角検出手段の出力信号の関数として計算する、特許請求の範囲第1項記載の装置。

15. 前記横滑り角検出手段は、回転速度 ($d \alpha/dt$) を検出するための手段と、前記回転速度を所定の時間間隔の間積分するための手段 (6) とを有する、特許請求の範囲第14項記載の装置。

16. 車両追従ベクトル (α_B) の角度を、
 $(VF/IA) \cdot \tan \beta$

に基づいて検出するための手段が設けられており、
 VF は車両速度、
 IA は車両のホイールベース長、

β は車両軸線を基準にした操舵輪の方向旋回角である、特許請求の範囲第14項記載の装置。

17. 前記横滑り角の変化 ($\Delta \delta V, \Delta \delta H$) を検出するための手段は、操舵輪の方向旋回角の変化 ($\Delta \beta$) を検出するための手段と、垂直軸を中心とした車両の回転角の変化 ($\Delta \alpha$) を検出するための手段と、追従角の変化 ($\Delta \alpha_B$) を検出するための手段と有し、

前記変化では、車両は連続的な測定時点 (t_1, t_2) を基準にした走行特性を示し、当該測定時点は所定の測定間隔で順次連続するものである、特許請求の範囲第1項記載の装置。

18. 第1の測定時点 (t_1) で回転速度 ($d \alpha/dt$) を検出し、引き続き回転速度 $d \alpha/dt (t_1+T)$ を測定するための手段 (1c) が設けられており、前記回転角の変化 ($\Delta \alpha$) は、最初の回転速度と引き続き測定された回転速度との差を検出することにより導出される、特許請求の範囲第17項記載の装置。

19. 前記追従角の変化 ($\Delta \alpha_B$) が、

$$\Delta \alpha_B = (VF/IA) \cdot \tan \beta \cdot T$$

に従って導出され、
 VF は車両速度、
 IA は車両のホイールベース長、

β は車両軸線を基準にした操舵輪の方向旋回角である、特許請求の範囲第17項記載の装置。

20. 車両のそれぞれの車輪の回転速度を表す記号を形成するための手段 (2) が設けられており、車両速度 (VF) を前記信号に基づいて検出するための手段を有す

る、特許請求の範囲第1項記載の装置。

21. 路面車両のカーブ走行時に車両速度を制御するための、路面車両の車両速度制御装置において、

車両(1)に固定されており、横方向力(SV, SH)を検出するための手段(1d, 1e)と、

車両の横滑り角($\delta V, \delta H$)を、カーブ走行時の車両の走行特性として検出するための手段(1a, 1b, 1c)と、前記横方向力および横滑り角に基づき、車両に作用する力の変化をカーブ走行時の車両の走行特性として検出するための手段と、

車両に作用する力の変化が、車両のカーブ走行時に車両の走行する進路の変化傾向を指示したならば車両速度を低減するための手段と

を有することを特徴とする、路面車両の車両速度制御装置。

22. 操舵輪の方向旋回角(β)を検出するための手段

(1a)と、車両の垂直軸を中心とした回転角(α)を検出するための手段(1c)と、車両追従ベクトル(α_B)を検出するための手段とを有し、前記手段はそれぞれ出力信号を出し、

前記横滑り角を検出するための手段は計算手段(6、7)を有し、該計算手段は前記方向旋回角検出手段と回転角検出手段とに接続されており、横滑り角($\delta V, \delta H$)を、前記方向旋回角検出手段と回転角検出手段の出力信号の関数として計算する、特許請求の範囲第21項記載の装置。

23. 商導出手段(7)が設けられており、該商導出手段は、前記横方向力検出手段および横滑り角検出手段と接続されており、横方向力と横滑り角との商を導出し、該横滑り角を、カーブ走行時の車両の走行特性として車両に作用するものであり、

前記商は前記横方向力と前記横滑り角との関係を表すものであり、

前記車両に作用する力の変化をカーブ走行時の車両の走

$$F_Z F = \frac{m v^2}{r}$$

が作用する。上式において m は車両の質量、 v は車両速度、 r は円状軌道の半径を表す。車両に対して横方向に作用する力がタイヤを介して走行路に伝達される。車両の質量分布(重量配分)に依存して前車軸と後車軸とに異なる横方向力が生じる。

1つの車輪において、路面に伝達すべき横方向力が所定の限界値を越えると走行状態は不安定になり、車両は横方向にコースを外れ、車両の制御が不可能になる。

カーブ走行時に横方向力を検出し、この横方向が限界値を越えるときに車両を制動して走行速度を低下させ、安全性を確保することは公知である。しかしこのような横方向力のみを検出するような構成では、タイヤが十分

な接地力を保持しているにもかかわらず、横方向力が所定の限界値を越えると車速が低減される。

しかしわゆるスポーツカーでは、扁平率の大きな高性能タイヤを装着していることと相俟ってかなりの横方向加速度があっても安全にコーナを通過することができ、しかもそのような車種の運転者は不必要なコーナリング速度が低減されることを好ましい傾向にある。したがって可能なかぎり限界値を大きく設定したいという希望がある。

一方でこのような高性能タイヤでは、初期性能と摩耗が進行してからの性能とではかなりの差があることも指摘されている。このような場合に、初期性能に適合する

24. 路面車両のカーブ走行時に車両速度を制御するための、路面車両の車両速度制御装置において、

車両に設けられた、横方向力の時間に関する変化($\Delta SV, \Delta SH$)を検出するための手段と、横滑り角の変化($\Delta \delta V, \Delta \delta H$)をカーブ走行時の車両走行特性として検出するための手段と、

前記横方向力変化検出手段および横滑り角変化検出手段と接続されており、横方向力の変化と横滑り角の変化を表す商の変化を導出し、当該商の変化を表す信号を導出するための商導出手段(7)と、

前記商の変化が、車両が所定の進路から外れることを指示する限界値に達したとき車両速度を低減するための手段と

を有することを特徴とする、路面車両の車両速度制御装置。

25. 前記横滑り角の変化を検出するための手段は、操舵輪の方向旋回角の変化($\Delta \beta$)を検出するための手段(1a)と、垂直軸を中心とした車両の回転角の変化($\Delta \alpha$)を検出するための手段と、追従角のベクトルの変化($\Delta \alpha_B$)を検出するための手段とを有し、

当該変化では、車両は連続的な測定時点(t1, t2)を基準にした走行特性を示し、当該測定時点は所定の測定間隔で順次連続するものである、特許請求の範囲第1項記載の装置。

【発明の詳細な説明】

産業上の利用分野

本発明は、路面車両のカーブ走行時に車両速度を制御するための、路面車両の車両速度制御装置に関する。

従来の技術

カーブ走行中、車両には遠心力

($r = \text{一定}$) (1)

ように限界値を設定していたのでは、摩耗が進行してからの走行が危険になる。

技術的には横方向力の限界値をそれぞれのタイヤの摩耗率、すなわち接地力や車種に依存して変化させることも考えられるが、煩雑でありしかもタイヤ摩耗率は使用した路面状況や運転条件によって大きく変化するものであるから、困難である。

発明が解決しようとする課題

本発明の課題は上述従来技術の欠点を鑑み、車両の横方向力だけでなく、車両の横滑り角も検出し、この2つのパラメータの比を限界値と比較するようにして、コーナリング速度を高め、かつ安全性を確保できるような車両速度制御装置を提供することである。

課題を解決するための手段

上記課題は、

車両に固定されており、横方向力を検出し、横方向力信号を導出するための検出手段と、

前記横方向力信号を受信し、時間についての横方向の変化を検出し、横方向力変化信号を導出するための手段と、

車両の横滑り角を、カーブ走行時の車両の走行特性として検出し、横滑り角信号を導入するための手段と、

前記横滑り角検出手段と接続されており、当該横滑り角の変化を検出し、横滑り角変化信号を導入するための手段と、

前記横方向力変化信号を導出するための手段および横滑り角変化信号を導出するための手段と接続されており、少なくとも1つの前輪および後輪に対する前記横方向力変化信号と横滑り角変化信号とをそれぞれ受信し、横方向力変化信号と横滑り角変化信号とのそれぞれの商を表す商信号を形成するための商導出手段と、

前記商導出手段と接続されており、前記商信号を受信し、当該商信号を所定の限界値と比較し、比較出力信号を形成するための比較手段と、

前記比較手段から供給された比較出力信号が、前記商が前記所定の限界値を越えることを指示するとき、当該比較出力信号に応答して車両速度を制御するための手段とを有するように構成された車両速度制御装置によって解決される。

なおここで「限界値を越える」とは、実際には商の値が限界値よりも小さくなることを意味する。限界値よりも大きい場合が許容領域だからである。

作用

本発明では、横方向力だけでなく車両の横滑り角も検出され、この2つのパラメータの商が限界値と比較され、カーブ走行時の車両速度制御に用いられるので、横方向力が大きくてタイヤがしっかり路面と接地していれば（横滑り角が小さい）車両の速度制御はおこなわれず、また横方向力が小さくても横滑り角が大きければ速度制御が行われるという格別に高精度の速度制御装置が

得られる。

すなわち本発明では、横方向力変化信号と横滑り角変化信号との商が限界値と比較され、比較結果に応じて車両速度が制御される。したがって、横方向力変化信号が大きくて横滑り角変化信号が小さければ商の値は限界値よりも大きく、車両の速度制御は行われないのである。

また逆に、横滑り角変化信号が小さくても、横滑り角変化信号が大きければ、すなわちタイヤが十分な接地力を有していない状況では速度制御が行われ、安全に走行することができる。

実施例

本発明の実施例を図面に基づき詳細に説明する。

第1図に示された制御装置1は、概略的にプロック1により示された車両に設けられている。この車両にはアンチブロッキング制御装置(ABS)2が装備されている。ABS制御装置は、運転者が制動管3において制動する制動圧PBを公知のように、車両の4つの車輪の制動のために調整された制動圧PV1, PV2, PH1, PH2に変換する。なお本明細書において、下付Vの文字は前輪ないし前車軸を、下付Hの文字は後輪ないし後車軸を表す。また、1, 2はそれぞれ左右を区別するための符号である。さらに車両1には電動アクセルペダル4が配属されている。このアクセルペダルは例えば車両のスロットル弁を瞬時のアクセルペダル位置に相応する位置に調整する電気位置信号 α_{DK} を形成する。

車両には次のセンサが設けられている。

1a ステアリングの回転により要求される前車輪の方向旋回角 β に対するセンサ

1b 車両速度VFに対するセンサ

1c 垂直軸を中心とした車両の回転速度に対するセンサ

1d 前車輪の横方向加速度bVに対するセンサ

1e 後車輪の横方向加速度bHに対するセンサ

1f 前車輪の負荷mVに対するセンサ

1g 後車輪の負荷mHに対するセンサ

車両速度は、例えばアンチブロッキング制御装置の車輪速度センサから導出することができる。また公知の速度測定用センサ（例えば積分器付きの加速度センサ）、ドップラーレーダー等を使用することもできる。回転速度はジャイロスコープを用いて測定することができる。横方向加速度bV, bHは加速度センサをそれぞれの軸に配属して測定することができる。車輪の荷重は、各車輪に配属された懸吊装置のばね変位または水平位置調整装置から導出することができる。

回転速度は直接測定するのではなく、回転速度

α を測定し、これを積分して導出することもできる。

センシングされた値は信号の形でプロック6に供給さ

れる。ブロック6は信号処理段である。ブロック6は供給された信号から、前輪および後輪の横方向力SV、SHおよび前車軸と後車軸における横滑り角 δV および δH を導出する。

横方向力の次の関係式から求められる。

$$SV = m_V \cdot b_V$$

(1)

$$SH = m_H \cdot b_H$$

横滑り角 δV および δH は次式から求められる(第2

$$\delta V = \beta - \alpha - \alpha_B$$

(2)

$$\delta H = -\alpha - \alpha_B$$

ここで α_B は、車両追従角、すなわち車両が進行する角度、曲線ベクトルの角度。

β は、ステアリングにより要求される車輪方向旋回角。

α は、垂直軸を中心とした車両の回転角である。

式(2)は第2図から明らかである。第2図では、車両の片側の車輪が示されており、Aは前輪、Bは後輪を表す。前輪Aは角度 β だけ旋回されており、この旋回角はセンサ1aにより測定される。車輪の受ける横方向力はそれぞれSVおよびSHである。第2図にはさらに、車両の重心SPKT、速度ベクトルVBVとVBH、さらに速度ベクトル

図参照)。

$$l_A = \frac{r}{\tan \beta} \quad \text{および}$$

(3)

$$\dot{\alpha}_B = \frac{v_F}{r}$$

したがって、

$$\dot{\alpha}_B = \frac{v_F}{l_A} \cdot \tan \beta \quad \text{および}$$

(4)

$$\alpha_B = \int \frac{v_F}{l_A} \tan \beta dt.$$

これを式(2)に代入すれば次式が得られる。

$$\delta V = \beta - \int \dot{\alpha} dt - \int \frac{v_F}{l_A} \tan \beta dt \quad \text{および}$$

(5)

$$\delta H = - \int \dot{\alpha} dt - \int \frac{v_F}{l_A} \tan \beta dt$$

さらに考察を進める上で重要なのは横滑り角の変化で

$$\Delta \delta V = \beta - \Delta \alpha - \Delta \alpha_B$$

$$\Delta \delta H = -\Delta \alpha - \Delta \alpha_B$$

(6)

差 $\Delta \alpha$ は 2 つの測定時点間の差である。すなわち

$$\Delta \alpha = \alpha(t+T) - \alpha(t)$$

$$\Delta \alpha_B = \alpha_B(t+T) - \alpha_B(t) = \frac{V_F}{l_A} \cdot \tan \beta \cdot T$$

前記の関係式にしたがって求められる SV および SH と、
 $\Delta \delta V$ および $\Delta \delta H$ はブロック 7 に供給される。このブ
ロック 7 は商導出手段である。ブロック 7 は供給された
信号から、先行する測定時点（間隔 T）での横方向力を
考慮して、前車輪および後車輪ごとに商を形成する。

$$\left(\frac{\Delta S}{\Delta \delta} \right)_V \quad \text{および} \quad \left(\frac{\Delta S}{\Delta \delta} \right)_H$$

これらの商はコンパレータ 8 および 9 に供給される。
これらのコンパレータには値 K も供給される。この値 K
はここでは一定であると仮定されるが、可変とすること
もできる。

第 4 図には、横方向力 S が横滑り角 δ についてプロット
されている。第 4 図からわかるように横方向力 S は δ
がゼロのときにゼロであり、 δ の増加と共に次第に増加
するが、 δ_x から再び減少する。

このことは、 δ_x および $-\delta_x$ を越える領域では車両
の走行特性が不安定であること、つまり制御は $-\delta_x$ と
 δ_x の間で行われなければならないことを示す。すな
わち、 $\Delta S / \Delta \delta \geq 0$ でなければならぬことを意味す
る。

制御の結果、車両を制動すべきであり、さらに長手方
向に作用する制動力を付加的に走行路に伝達すべき場合
には、伝達すべき縦方向および横方向の力における安定
性限界の既知の経過から $\Delta S / \Delta \delta$ はゼロであつてはなら
ず、ゼロに近づいてもならない。この値は所定の値（経
験的に求められる）K より大きくなければならない。

この値 K を下回る場合には、スイッチング素子 10 およ
び 11 が応答し、それぞれスイッチング信号 BV と BH を形
成する。これらの信号は信号分割装置 12 に供給される。信
号分割装置 12 は、アンチブロッキング制御装置 2 を介
し、別個の圧力発生器を用いて車輪ブレーキの圧力を別
個に調整する。すなわち、車両は制動され、および／また
はスロットルバルブが戻される。スロットルバルブの戻
しは機関トルクの低減を意味する。ここでは以下に示
す種々の制御手段がある。

a) 制動制御する。その際、機関トルクの低減は行わ
ない。この場合、駆動車輪の制動によって部分的なディフ

ある。横滑り角の変化は次のように表すことができる。

T の範囲内では β および VF が一定であると仮定す
れば、 $\Delta \alpha_B$ は次式に相応する。

$$\Delta \alpha_B = \frac{V_F}{l_A} \cdot \tan \beta \cdot T$$

アレンシャル・ロック作用が得られる。

- b) 機関トルクを減少した後に初めて制動制御を行う。
 - c) 信号 BV と BH が両方とも存在する場合に両車軸を共通
に制御して制動する。ABS 装置は過制動を阻止する。
 - d) 前車軸と後車軸を別個に制動制御する。この場合、
クリティカルな状態でない車軸においては、クリティカル
な状態の車軸におけるよりも強く制動する。この制御
では、それぞれ異なる BV と BH を評価しなければなら
ない。
 - e) クリティカルな状態でない車軸のみを制動する。
- ここで a), b) の制御手段は、c), d), e) の制御手
段と任意に組み合わせることができる。例えば b) +
e) が可能である。可能な制御条件を以下の表に示す。

			状態			制限御
Bv	Bh	α_G	V	H	G	
0	0	0	0	0	α_{max}	
0	0	$\neq 0$	0	0	α_{max}	
0	1	0	1	0	0	
0	1	$\neq 0$	0	0	0	
1	0	0	0	1	0	
1	0	$\neq 0$	0	0	0	
1	1	0	1	1	0	
1	1	$\neq 0$	0	0	0	

ここで BV と BH は素子 12 に供給される信号であり、1 は
限界値 K を越えていて（実際には下回っている）クリテ
ィカルな状態にあることを示す。 α_G はアクセルペダル
により形成される信号であり、 $\neq 0$ はアクセルペダルが
踏み込まれていることを意味する。V, H, G はそれ
ぞれ前車輪、後車輪およびスロットル弁において制限御
が行われるか否かを示し、1 は制限御が行われること
を意味する。

第 5 図には、横方向力 Sy と長手方向力 Sx との比が長手
方向滑り角 λ_x について横滑り角 δ をパラメータとして
プロットされている。この図からわかるように、横滑り
角 δ の増加と共に、長手方向力が同じであれば横方向力
も増大する。このことは第 6 図からもわかる。第 6 図で
は、横方向力 Sy が対象となる領域において車輪荷重 Sz と
共に増加していることがわかる。

発明の効果

横方向不安定性が検出されると車両が制動されるか、および／または機関トルクが低減されることによって、カーブ走行時の車両の走行路からの逸脱が阻止される。

【図面の簡単な説明】

- 第1図は、本発明の実施例のブロック回路図、
 第2図は、速度および及ぼされる力を説明するための概略図、
 第3図は、種々のパラメータを導出するための車輪の概略図。

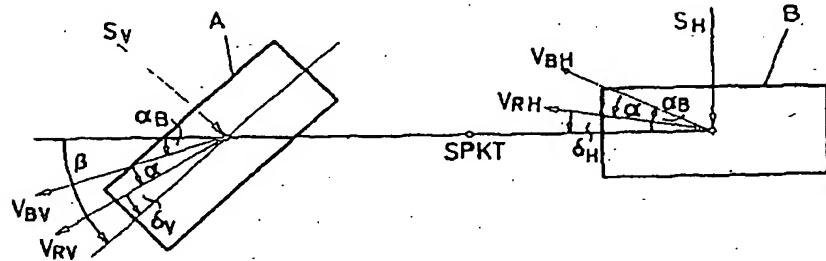
第4図は、横滑り角と横方向力との関数関係を示す線図、

第5図は、長手方向スリップ率 λ と横方向力 S_y との関数関係を示す線図、

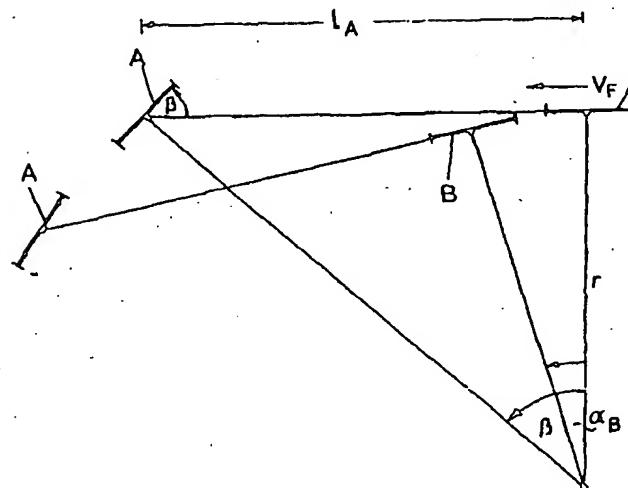
第6図は、車輪荷重 F_z と横方向力 S_y との関数関係を示す線図である。

1……車両、2……アンチブロッキング装置、4……アクセルペダル、6……信号処理回路、8、9……コンパレータ、10、11……スイッチング素子、12……信号分割装置

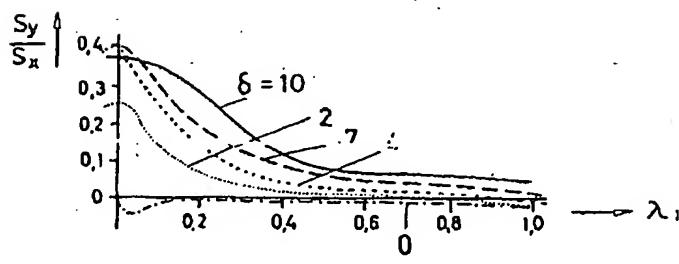
【第2図】



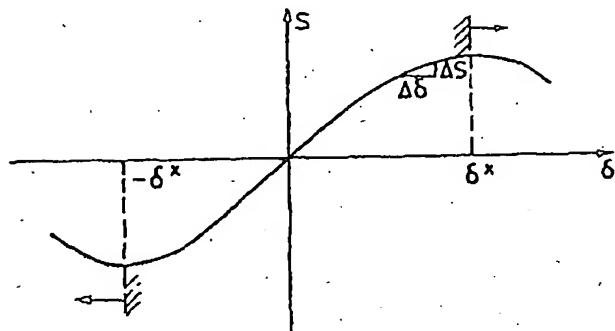
【第3図】



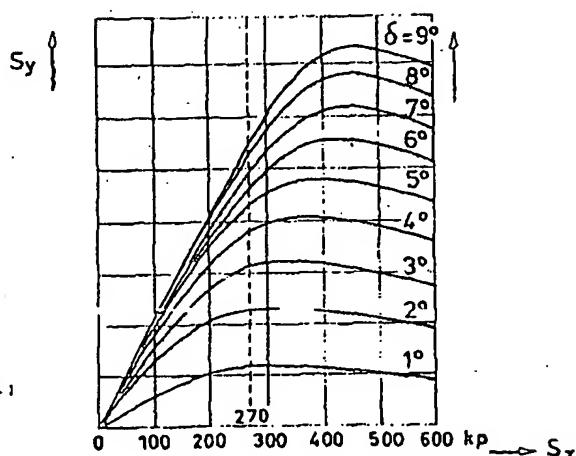
【第5図】



【第4図】



【第6図】



【第1図】

